

THOMSON

DELPHION

RESEARCH

PRODUCTS

INSIDE DELPHION

Log Out

Work File

Saved Searches

My Account | Products

Search: Quick/Number Boolean Advanced

## The Delphion Integrated View

Buy Now: ☒ PDF | [More choices...](#)Tools: Add to Work File: [Create new Wor](#)View: [INPADOC](#) | Jump to: [Top](#) ☒[Em](#)Title: **JP2000291447A2: LOW-TEMPERATURE TURBINE POWER GENERATING SYSTEM**

Country: JP Japan

Kind: A2 Document Laid open to Public inspection !

Inventor: TSUJI TADASHI;

Assignee: MITSUBISHI HEAVY IND LTD  
[News, Profiles, Stocks and More about this company](#)

Published / Filed: 2000-10-17 / 1999-04-06

Application Number: JP1999000098912

IPC Code: F02C 7/143; F01K 23/08; F01K 25/00; F01K 25/10; F02C 1/04; F02C 3/22; F02C 6/16; F02C 6/18;

Priority Number: 1999-04-06 JP1999000098912

Abstract:

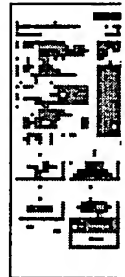
PROBLEM TO BE SOLVED: To improve operation efficiency and increase output by using cooling water, LNG cold, cold exhaust and liquid air to make cooling air of a rotor and a blade of a gas turbine low temperature in a low-temperature turbine power generating system having a combination of combined cycle power generating equipment, low-temperature equipment and liquid air power generating equipment.

SOLUTION: This combined cycle power generating equipment 1 includes a compressor 2, a gas turbine 4, a combustor 3, and an exhaust heat recovery boiler 5 and the like. This system includes a mixer MX for mixing sucked atmospheric air of the compressor 2 and low-temperature air from a low-temperature equipment 10, including a high-pressure compressor 11, an LNG evaporator 12 and a low-temperature heat exchanger 13, and some of the obtained low-temperature air is supplied to the combustor 3, the residue being subjected to air bleed to be supplied to an air cooler AC1. The bleed air from the power generating equipment 1 is cooled by the LNG evaporator 12 of the low-temperature equipment 10 and then is liquefied by an expansion turbine 16 and a condenser 17. Liquid air is stored in a tank 18. An expansion turbine 25 and a gas turbine 29 are driven by a liquid air power generating equipment 20 to generate power.

COPYRIGHT: (C)2000,JPO

Family: None

Other Abstract: None



Info:



Nominate

[this for the Gallery...](#)

© 1997-2003 Thomson Delphion

[Research Subscriptions](#) | [Privacy Policy](#) | [Terms & Conditions](#) | [Site Map](#) | [Conta](#)

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号  
特開2000-291447  
(P2000-291447A)

(43) 公開日 平成12年10月17日 (2000. 10. 17)

(51) Int.Cl. <sup>7</sup>	識別記号	FI	テーマコード* (参考)
F 0 2 C 7/143		F 0 2 C 7/143	3 G 0 8 1
F 0 1 K 23/08		F 0 1 K 23/08	
25/00		25/00	Z
25/10		25/10	K
			W

審査請求 未請求 請求項の数12 OL (全 17 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願平11-98912

(22) 出願日 平成11年4月6日 (1999. 4. 6)

(71) 出願人 000006208

三菱重工業株式会社

東京都千代田区丸の内二丁目5番1号

(72) 発明者 辻 正

兵庫県高砂市荒井町新浜2丁目1番1号

三菱重工業株式会社高砂製作所内

(74) 代理人 100069246

弁理士 石川 新 (外1名)

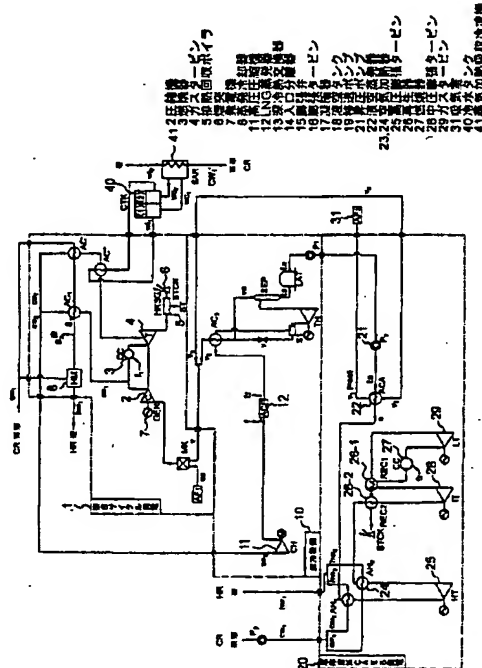
Fターム(参考) 3G081 BA12 DA21 DA30

(54) 【発明の名称】 深冷タービン発電システム

(57) 【要約】

【課題】 深冷タービン発電システムに関し、複合サイクル発電、深冷設備、液体空気CAES発電とを組合せて空気液化のための高圧空気をガスタービンから抽気して圧縮動力を少なくする場合抽気量に見合って発電性能が悪くなる。。

【解決手段】 複合発電システム1では深冷設備10からの冷排気vで圧縮機2の吸気を冷却する。圧縮機2からの抽気aa<sub>1</sub>をエアクーラAC<sub>1</sub>、AC'に導き、更に冷水wt<sub>1</sub>で冷却することで抽気量に見合って減量した翼冷却空気をガスタービン4に供給するので抽気しても発電性能は悪化しない。深冷設備10ではLNG蒸発器12で発電システム1からの抽気aa<sub>2</sub>を冷却後、膨張タービン16、凝縮器17で液化し、液空をタンク18に貯蔵する。液体空気CAES発電20では膨張タービン25、28、ガスタービン29で発電を行う。。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 深冷設備、液体空気発電設備及び複合サイクル発電設備からなる深冷タービン発電システムであって、前記深冷設備は前記複合サイクル発電設備の圧縮機からの抽気の一部を取り込み圧縮後LNG燃料の気化により冷却し、冷却された空気を膨張させた後、その空気を凝縮して一部を液体空気とする凝縮器及び同液体空気を貯蔵するタンクを備えてなり、前記液体空気発電設備は前記タンクから液体空気を導き蒸発させる液空蒸発器、同液空蒸発器からの低温空気を前記複合サイクル発電設備で生ずる温水で加熱する空気加熱器、同空気加熱器で加熱された空気を膨張させ発電する膨張タービン、同膨張タービンの排気を燃料と共に燃焼器で燃焼させ発電を行うガスタービン及び同ガスタービンの排熱を回収し前記膨張タービンに戻す再生器からなり、前記複合サイクル発電設備は前記深冷設備の凝縮器からの液化されない空気の一部と大気とを混合する混合器、同混合器からの空気を吸気する圧縮機及びガスタービン、同圧縮機からの圧縮空気を抽気し同ガスタービンの冷却空気及び前記深冷設備の抽気として供給する抽気系統、同抽気系統の空気を低温水を導き冷却するエアクーラ、同エアクーラで冷却後の前記抽気系統の空気を更に前記深冷設備の凝縮器からの液化されない低温空気を冷媒空気として冷却する冷却空気クーラ及び同冷却空気クーラを冷却後の昇温した前記冷媒空気を前記液体空気発電設備の液空蒸発器へ蒸発用媒体として送る系統を備えたことを特徴とする深冷タービン発電システム。

【請求項2】 前記複合サイクル発電設備の冷却空気クーラは前記深冷設備の凝縮器からの空気の代わりに吸収冷凍機又はターボ冷凍機で生成される冷水を冷媒として用いると共に、前記液体空気発電設備の液空蒸発器への複合サイクル発電設備からの冷媒空気に代えて大気を吸入して用いることを特徴とする請求項1記載の深冷タービン発電システム。

【請求項3】 前記吸収冷凍機の駆動源は前記複合サイクル発電設備のエアクーラの冷却で温度上昇した高温水の一部を導いて熱源とし、その戻りの温水は必要時に前記液体空気発電設備の空気加熱器を加熱した戻りの低温水と共に前記エアクーラへの冷却に利用されることを特徴とする請求項2記載の深冷タービン発電システム。

【請求項4】 前記吸収冷凍機は蒸気熱源吸収冷凍機であり、その蒸気熱源は前記複合サイクル発電設備のエアクーラを冷却し、加熱されて前記抽気系統に生ずる蒸気を用い、戻りの復水は必要時に前記液体空気発電設備の空気加熱器を加熱した戻りの低温水と共に前記エアクーラの冷却に利用されることを特徴とする請求項2記載の深冷タービン発電システム。

【請求項5】 前記複合サイクル発電設備の冷却空気クーラに代えて噴射混合器を設け、同噴射混合器には前記深冷設備の凝縮器からの液化されない空気の一部と液体

タンクからの液体空気とを混合して噴射させることを特徴とする請求項1記載の深冷タービン発電システム。

【請求項6】 前記複合サイクル発電設備の抽気系統に設けられた冷却空気クーラに代えてLNG蒸発器を設け、前記抽気系統の空気をLNG燃料の気化により冷却すると共に、LNG気化燃料は燃焼器の燃料として利用することを特徴とする請求項1記載の深冷タービン発電システム。

【請求項7】 前記複合サイクル発電設備の混合器には液体空気を噴霧することを特徴とする請求項1記載の深冷タービン発電システム。

【請求項8】 前記複合サイクル発電設備の混合器の前流に予冷熱交換器を設け、吸入する大気を冷水で予冷することを特徴とする請求項1記載の深冷タービン発電システム。

【請求項9】 前記液体空気発電設備の再生器は2段の再生器で構成され、1段目は膨張タービン入口側の空気を、2段目は燃焼器に入る前記膨張タービンから出た膨張後の空気をそれぞれ加熱することを特徴とする請求項1記載の深冷タービン発電システム。

【請求項10】 前記液体空気発電設備の翼冷却空気は前記膨張タービン出口側の空気をうい空気回収型とすることにより冷却後の高温空気を膨張タービン（次段）の作動空気に参入させることを特徴とする請求項1記載の深冷タービン発電システム。

【請求項11】 前記複合発電サイクル発電設備の冷却空気クーラは、前記深冷設備の凝縮器からの空気の代りに氷蓄熱方式で冷却した冷水が供給され、前記氷蓄熱方式の氷製造の冷熱源として液化されない低温空気及びターボ冷凍機の冷媒であることを特徴とする請求項1記載の深冷タービン発電システム。

【請求項12】 前記深冷設備は、前記複合サイクル発電設備の圧縮機からの抽気の一部を取り込み、その抽気を直接LNG燃料の気化により冷却することを特徴とする請求項1記載の深冷タービン発電システム。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は深冷タービン発電システムに関し、複合サイクル発電設備に空気液化設備及び圧縮空気貯蔵発電（CAES発電）設備を組合せたシステムとし、空気を液化して液空CAES（Compressed Air Energy Storage）発電を行い、その冷排気、液体空気、LNG冷熱、冷水によりガスタービンのロータや翼の冷却用空気及びガスタービンの吸気を冷却し、冷却用空気を削減すると共に、液化のための動力を少くして効率の良い深冷タービン発電システムを実現させるものである。

## 【0002】

【従来の技術】ガスタービンに深冷設備を組み込んで発電するシステムは種々提案されているが、その一例を図

19により説明する。図19のシステムはガスタービンの圧縮機で圧縮された空気の一部を抽気して膨張タービンで膨張させ、発生した寒冷を蓄積しておき、この寒冷を随時取り出して利用することにより発電量の変動に対応しようとするものである。

【0003】図19において、通常は吸気室71から大気を吸込み、制御弁72を介して圧縮機73に空気が供給され、圧縮機73で圧縮された空気は燃焼器74へ供給され、燃料と共に燃焼してガスタービン75に供給され、ガスタービン75で膨張して仕事をし、発電機76を駆動して電力を得る。一方、運転継続中には、圧縮機73から燃焼器74に至る導管86の途中から抽気弁78を開度調節して圧縮空気の一部を抽気系路79に抽気する。抽気された空気はアフタークーラ80で冷却されて略常温となり、膨張タービン81に導かれ、ここで断熱膨張により寒冷を発生し、低温空気導出経路83から経路87を通り蓄冷器84に導入され、蓄冷材88を常温から略 $-70^{\circ}\text{C}$ まで冷却することにより寒冷を蓄積する。

【0004】電力需要量が増大し、電力供給能力を超える昼間のピーク時には制御弁72を介して蓄冷器84に蓄積しておいた寒冷を経路85より取り出して圧縮機73に供給し、大気吸入導管89から圧縮機73に吸入される圧縮機吸入空気温度を下げ、発電量を増大して寒冷供給運転を行っている。このような発電システムにおいては、ピーク時の発電変動に対処できるものの、ガスタービンの圧縮空気の一部を抽気して取出すのでガスタービンの性能が低下してしまい、又寒冷を得るためにかなりの動力を消費することになる。

【0005】一方、本出願人は、先に特願平10-152780号において、空気を液化する深冷設備、ガスタービンと蒸気タービン及び液体空気により発電を行うCAES発電とを組合せ、ガスタービンの吸気温度を下げ出力を増加させると共に、液体空気によりCAES発電を行うシステムを提案した。その概要を図20により要約して説明すると、深冷設備(A)では、高圧、低圧縮機HPC、LPC、膨張タービンET、LNG空冷熱交換器LHX、インタークーラHX1、アフタークーラHX2を備え、凝縮器LCONで膨張タービンETからの空気を凝縮させて一部を液化し、液空タンクLATKに貯蔵する。

【0006】複合発電サイクル発電(B)では、液化しない残りの空気は低温冷却空気aとして吸気混合冷却器MXに供給される。吸気混合冷却器MXでは大気からの空気を吸気室AFから取り込み、この低温冷却空気aと混合して圧縮機Cへ供給する。圧縮機Cはこの空気を燃焼器CCに供給し、燃料fと共に燃焼してガスタービンTに供給され、仕事をして発電機を回し、電力を得る。従ってガスタービンTでは圧縮機Cの吸気温度が低温(条件により大気温度以下)となるので従来のもの(夏

季 $33^{\circ}\text{C} \rightarrow 23^{\circ}\text{C}$ 、(於冷水 $0 \sim 12^{\circ}\text{C}$ )、冬季不可)のように季節に影響されことなく又出力、効率共大くなる。ガスタービンTの排気は排熱回収ボイラHRSGに導かれ、排熱を回収して発生した蒸気は蒸気タービンSTに供給され、更に、深冷設備(A)のインタークーラHX1、アフタークーラHX2の熱を供給して得られた加熱水又は蒸気も参入し発電機を回して電力を得る。この蒸気タービンSTでも深冷設備(A)からの圧縮熱をインタークーラHX1、アフタークーラHX2で回収して加えるために出力が増大する。

【0007】液体空気CAES発電では、液空タンクLATKに貯溜している液体空気a1はまず、昇圧ポンプで加圧し、複合サイクルのGT吸気室AF内に設けた熱交換器にて大気で加熱され、その後CAESの再生器RECで本格的に加熱され、気体になるとともに加熱されて温度も上昇する。RECの熱源はタービンTの排気でその大もとは燃焼器CCで空気に燃料fを投入してタービン入口温度を上昇させたものである。このようなシステムによりガスタービンや蒸気タービンの出力増を図ると共に液体空気も生産し、CAES発電により負荷のピーク時にも対処することができる。

【0008】

【発明が解決しようとする課題】前述の図19で説明した発電システムにおいては、寒冷を得るために圧縮機で圧縮した空気の一部を抽気し、膨張タービンで膨張させて寒冷を蓄冷器に蓄積するためにガスタービン側の性能がどうしてもその分低下してしまう。又、図20の発電システムでは寒冷を得るための動力が大きく全体の発電効率が低い。本出願人はこのようなシステムにおいて発電効率を高め、負荷のピーク時にも対処できるように深冷設備と複合発電設備に、更に液体空気CAES発電を組合せた基本概念の発明を提案し、このシステムにおいてガスタービン、蒸気タービンの出力増加が見込め、かつ負荷のピーク時に対してもCAES発電で対処できることを示した。しかし、このような液体空気を使用するシステムにおいては、空気液化のための動力が大きく、液化に使用される動力以上の出力は得られず、そのために液化と発電を時間差を設けて運用しなければならず、発電効率も更なる上昇を図る必要がある。従って、深冷タービン発電システムを実用化するためには、ガスタービンの吸気温度を下げるのみならず、更にロータや翼の冷却効率も高めるような工夫、空気液化のための圧縮動力を更に減少し、全体の発電効率を高めるために深冷設備や液体空気CAES発電の構成を具体化し、効率の良い設備を実現しなければならない。

【0009】そこで本発明は、複合サイクル発電設備、深冷設備及び液体空気発電設備を組合せた深冷タービン発電システムにおいて、冷水、LNG冷熱、冷排気、液体空気をを用いてガスタービンのロータや翼の冷却空気を従来よりも低温として空気の必要量を節減し、ガスター

ビンの吸気も冷却して出力増を図ると共に、空気液化生産にLNG排熱も利用して液化動力を少くして、液化空気による発電効率を高めるようにした深冷タービン発電システムを提供することを課題としてなされたものである。

【0010】

【課題を解決するための手段】本発明は前述の課題を解決するために次の(1)～(9)の手段を提供する。

【0011】(1) 深冷設備、液体空気発電設備及び複合サイクル発電設備からなる深冷タービン発電システムであって、前記深冷設備は前記複合サイクル発電設備の圧縮機からの抽気の一部を取り込み圧縮後LNG燃料の気化により冷却し、冷却された空気を膨張させた後、その空気を凝縮して一部を液体空気とする凝縮器及び同液体空気を貯蔵するタンクを備えてなり、前記液体空気発電設備は前記タンクから液体空気を導き蒸発させる液空蒸発器、同液空蒸発器からの低温空気を前記複合サイクル発電設備で生ずる温水で加熱する空気加熱器、同空気加熱器で加熱された空気を膨張させ発電する膨張タービン、同膨張タービンの排気を燃料と共に燃焼器で燃焼させ発電を行うガスタービン及び同ガスタービンの排熱を回収し前記膨張タービンに戻す再生器からなり、前記複合サイクル発電設備は前記深冷設備の凝縮器からの液化されない空気の一部と大気とを混合する混合器、同混合器からの空気を吸気する圧縮機及びガスタービン、同圧縮機からの圧縮空気を抽気し同ガスタービンの冷却空気及び前記深冷設備の抽気として供給する抽気系統、同抽気系統の空気を低温水を導き冷却するエアクーラ、同エアクーラで冷却後の前記抽気系統の空気を更に前記深冷設備の凝縮器からの液化されない低温空気を冷媒空気として冷却する冷却空気クーラ及び同冷却空気クーラを冷却後の昇温した前記冷媒空気を前記液体空気発電設備の液空蒸発器へ蒸発用媒体として送る系統を備えたことを特徴とする深冷タービン発電システム。

【0012】(2) 上記(1)において、前記複合サイクル発電設備の冷却空気クーラは前記深冷設備の凝縮器からの空気の代わりに吸収冷凍機又はターボ冷凍機で冷却される水を冷媒として用いると共に、前記液体空気発電設備の液空蒸発器への複合サイクル発電設備からの冷媒空気に代えて大気を吸入して用いる発電システム。

【0013】(3) 上記(2)において、前記吸収冷凍機の駆動源は前記複合サイクル発電設備のエアクーラの冷却で温度上昇した高温水の一部を導いて熱源とし、その戻りの温水は必要時に前記液体空気発電設備の空気加熱器を加熱した戻りの低温水と共に前記エアクーラへの冷却に利用される発電システム。

【0014】(4) 上記(2)において、前記吸収冷凍機は蒸気熱源吸収冷凍機であり、その蒸気熱源は前記複合サイクル発電設備のエアクーラを冷却し、加熱されて前記抽気系統に生ずる蒸気を用い、戻りの復水は必要時

に前記液体空気発電設備の空気加熱器を加熱した戻りの低温水と共に前記エアクーラの冷却に利用される発電システム。

【0015】(5) 上記(1)において、前記複合サイクル発電設備の冷却空気クーラに代えて噴射混合器を設け、同噴射混合器には前記深冷設備の凝縮器からの液化されない空気の一部と液体タンクからの液体空気とを混合して噴射させる発電システム。

【0016】(6) 上記(1)において、前記複合サイクル発電設備の抽気系統に設けられた冷却空気クーラに代えてLNG蒸発器を設け、前記抽気系統の空気をLNG燃料の気化により冷却すると共に、LNG気化燃料は燃焼器の燃料として利用する発電システム。

【0017】(7) 上記(1)において、前記複合サイクル発電設備の混合器には液体空気を噴霧する発電システム。

【0018】(8) 上記(1)において、前記複合サイクル発電設備の混合器の前流に予冷熱交換器を設け、吸入する大気を冷水で予冷する発電システム。

【0019】(9) 上記(1)において、前記液体空気発電設備の再生器は2段の再生器で構成され、1段目は膨張タービン入口側の空気を、2段目は燃焼器に入る前記膨張タービンから出た膨張後の空気をそれぞれ加熱する発電システム。

【0020】(10) 上記(1)において、前記液体空気発電設備の翼冷却空気は前記膨張タービン出口側の空気をを用い空気回収型とすることにより冷却後の高温空気を膨張タービン(次段)の作動空気に参入させる発電システム。

【0021】(11) 上記(1)において、前記複合発電サイクル発電設備の冷却空気クーラは、前記深冷設備の凝縮器からの空気の代わりに氷蓄熱方式で冷却した冷水が供給され、前記氷蓄熱方式の水製造の冷熱源として液化されない低温空気及びターボ冷凍機の冷水である発電システム。

【0022】(12) 上記(1)において、前記深冷設備は、前記複合サイクル発電設備の圧縮機からの一部を取込み、その抽気を直接LNG燃料の気化により冷却する発電システム。

【0023】本発明の深冷タービン発電システムは、(1)の発明を基本的な構成としており、液体空気を生産する深冷設備、液体空気発電を行う液体空気発電設備、複合サイクル発電設備を組合せたシステムである。このようなシステムにおいて深冷設備においては、複合サイクル発電設備からの抽気の一部を取り込み、これを圧縮した後、LNG燃料の気化熱を用いて冷却し、凝縮器で凝縮させて一部を液化してタンクに貯蔵する。液化しない低温空気は後述するように複合サイクル発電で利用される。液体空気発電設備では、このタンクから液体空気を取り込み、液空蒸発器で蒸発させて低温空気を得る

が、液空蒸発器には複合サイクル発電からの冷却空気を冷却し昇温した空気を導き、その熱により加熱する。この低温空気は空気加熱器へ導かれ、ここ複合サイクル発電設備において回収した高温水、例えば回収水を貯蔵しておく高温水リザーバから高温水を導き、この排熱を回収して加熱されて膨張タービンに導かれ、膨張することにより発電を行い、その膨張後の空気は燃焼器に導かれて燃料と共に燃焼し、高温燃焼ガスとなってガスタービンを駆動し、発電を行う。その排ガスの排熱は再生器により回収され、膨張タービンの入口に戻され、発電に供される。なお、空気加熱器を加熱した高温水は低温となり、例えば低温水リザーバに貯蔵しておき、複合サイクル発電設備において冷却水として有効利用される。例えば複合サイクル発電の復水を低温水として供給し、高温水はHRS Gの給水として利用すればこの高温水リザーバ、低温水リザーバを省略できる。

【0024】複合サイクル発電においては、圧縮機の吸気冷却と、ガスタービンのロータや翼を冷却する冷却空気の冷却を行う。まず吸気冷却については、深冷設備の凝縮器から液化されない低温空気の一部を導き、大気と共に混合器で混合し、この低温空気により大気を冷却し、圧縮機に送気される。従ってガスタービンの空気量が大幅に増加し、出力が向上する。又、ガスタービンの冷却空気については、圧縮機からの圧縮空気を抽気系統で抽気し、この抽気系統の空気は、液体空気発電設備で生じた冷却水、即ち、この冷却水を貯蔵しておく低温水リザーバから低温水を導きエアクーラにおいて冷却する。この抽気空気は例えば圧縮空気が370°C程度であり、エアクーラで冷却される。エアクーラで空気を冷却した低温水は温度が上昇し、高温水リザーバに貯蔵しておき、前述のように液体空気発電設備の空気加熱器において利用される。エアクーラで冷却された空気は更に冷却空気クーラにおいて深冷設備の凝縮器からの液化しない低温空気の一部で冷却され、ガスタービンに供給する。この冷却空気クーラを冷却し温度が上昇した低温空気は前述のように液体空気発電設備の液空蒸発器へ導かれ有効利用される。2段階に冷却すること(熱源水・蒸気をもって冷水を作るカスケード冷却)が大切で40°C/15°Cは例えば、200°C/150°Cとして使用することがある。

【0025】上記の(1)の深冷タービン発電システムによれば、深冷設備ではLNG冷熱を利用するので圧縮動力が少なくて良く、又、液化されない空気は複合サイクル発電設備で利用する、いわゆるOne through方式を採用しているので設備が簡素化される。又、複合サイクル発電設備からの圧縮後の空気を抽気して取り込むので圧縮動力が節減される。又、液体空気発電設備では複合サイクル発電設備で回収される高温水を空気加熱器で回収して動力に転換し、有効利用すると共に、複合サイクル発電設備からの冷排気により液体空気を蒸発させるので

効率の良い発電設備となる。更に、複合サイクル発電設備においては、吸気が大気温度よりも低温度に冷却されるのでガスタービンの出力が増すと共に、これに加え、ロータや翼の冷却空気が従来よりも低く冷却されているので冷却効率が増加し、冷却空気量が大幅に削減される。

【0026】本発明の(2)、(3)、(4)においては、複合サイクル発電設備の冷却空気クーラの冷媒が冷却冷凍機による水によりなされ、又、吸収冷凍機の駆動源は発電設備内で生ずる高温水や蒸気が利用されるので、冷却空気クーラの応用幅が広くなり、吸収冷凍機を他の設備と併用するような場合には有効な設備となるものである。

【0027】又、複合サイクル発電設備の冷却空気クーラは(5)においては噴射混合器を用いて深冷設備からの低温空気を噴射し、(6)においてはLNG蒸発器を用い、LNG燃料の気化熱で冷却空気を冷却しているので、(5)では設備の利用幅が広がり、又(6)では気化LNG燃料は燃焼器の燃料として利用するので冷却効果と発電効率の良いシステムが構成できる。

【0028】本発明の複合サイクル発電設備の混合器には(7)の発明では深冷設備から液体空気を導き、これを噴霧して吸気の温度を調整できるので、吸気冷却が確実になされ、又(8)では混合器の前流に予冷熱交換器を設け、大気を予め冷水で予冷するので同じく効果的な吸気冷却ができる。又、この冷却水は液体空気発電設備で生ずる低温水をリザーバに貯蔵しておき、これを有効利用することができる。又、本発明の(9)においては、液体空気発電設備の再生器を2段の構成としたので、ガスタービンへ排熱回収が効果的になされ、動力に回収され、その分ガスタービンの燃料が節約される。

(10)においてはガスタービンの冷却空気(熱回収)を膨張タービンの動力として回収でき、効率・出力が向上、(11)においては氷蓄熱で冷熱を貯留するので運用がしやすい。更に、本発明の(12)では複合サイクル発電設備からの抽気を直接LNG燃料で冷却するので、断熱膨張比が小さくても上記(1)、(2)の発明と同じ効果を有すると共に、高圧圧縮機が不要となる分設備が簡素化される。

【0029】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態について図面に基づいて具体的に説明する。図1は本発明の実施の第1形態に係る深冷タービン発電システムの全体の系統図である。図において、1は複合サイクル発電であり、ガスタービン及びその排熱で生成する蒸気で駆動される蒸気タービンからなるシステムである。10は深冷設備であり、空気を液化する設備である。20は液体空気CAES発電であり、深冷設備10から液体空気を導き、膨張させて膨張タービン及びガスタービンを駆動して発電を行うシステムである。本発明はこのように複合



サイクル発電1と深冷設備10と液体空気CAES発電20とを組合せて構成される発電システムである。以下、本実施の形態においては、基本的な構成部分については番号を付した符号で、その他の構成装置や媒体については英数字符号でそれぞれ説明する。

【0030】複合サイクル発電1は、圧縮機2、圧縮機2に直結されガスタービン4、圧縮機2からの圧縮空気と燃料 $f_1$ とを導入し燃焼させて燃焼ガスをガスタービン4に供給する燃焼器3、ガスタービン4の排気ガスを導き排熱を回収する排熱回収ボイラ5、煙突6、発電機7及び図示省略しているが排熱回収ボイラ5で生成した蒸気で駆動される蒸気タービン(ST)から主要部が構成されている。

【0031】上記の複合サイクル発電において、吸気室AFから吸気された大気 $a_a$ と後述する深冷設備10からの低温空気 $v$ とが混合器MXで混合して(例えば10°C程度の)低温空気となり、圧縮機2に吸気され、圧縮機2からの圧縮空気は燃焼器3に供給されると共に、一部は抽気 $a_{a1}$ として抽気されエアクーラAC<sub>1</sub>に供給され、低温水リザーバCRからの冷却水 $c_{w1}$ で冷却され(例えば400°C程度から100°C以下(〜40°C)の空気となり)その一部 $c_{a1}$ はエアクーラAC'で再び冷却水 $c_{w1}$ の前流側で冷却され(例えば約40°C程度の空気)となる。

【0032】上記の40°Cの空気は更に後述する深冷設備10からの冷却空気 $v_1$ により冷却空気クーラAC'において冷却され(例えば約15°Cの空気となり)ガスタービン4のロータや翼の冷却用空気としてガスタービン4の冷却用通路に供給される。一方、エアクーラAC<sub>1</sub>で100°C以下に冷却された空気の残りの空気 $a_{a2}$ は後述するように深冷設備10の液体空気製造用として供給される。又、エアクーラAC<sub>1</sub>、AC'で熱交換により加熱される低温水リザーバCRからの冷却水 $c_{w1}$ は最終的には回収熱水 $h_{w1}$ (例えば175〜200°C)となり、高温水リザーバHRに回収され、後述するように液体空気CAES発電20にて有効活用される。

【0033】深冷設備10は、高圧圧縮機11、高圧圧縮機11からの圧縮空気を冷却するLNG蒸発器12、深冷熱交換器13、冷却された空気を深冷用と複合サイクル発電1に送る空気とに分離する入口分離器14、入口分離器14からの液を膨張させて低温空気を得る膨張弁15、入口分離器14からの空気を膨張させて断熱冷却する膨張タービン及び発電機16、膨張タービン16で膨張した低温空気を導き、凝縮させて一部を液化する凝縮器17、凝縮器17で液化した液体空気を貯蔵する液空タンク18、液空タンク18からの液体空気を後述する液体空気CAES発電20に送る移送ポンプ19からなっている。

【0034】上記構成の深冷設備10において、複合サ

イクル発電1からの抽気空気 $a_{a2}$ が高圧圧縮機11に導かれ、圧縮されてLNG蒸発器12に入り、ここでLNG燃料 $f$ を供給してLNG気化燃料 $f$ として気化させ低温の冷却空気となって深冷熱交換器13に導かれる。深冷熱交換器13では、LNG蒸発器12からの空気は一部複合サイクル発電へ供給される空気と熱交換して入口分離器14に入る。入口分離器14では一部液化した空気を膨張弁15で膨張させて低温の空気として深冷熱交換器AC<sub>3</sub>で熱交換し、温度調節して複合サイクル発電1吸気用の空気 $v_2$ 及び空気冷却冷媒空気 $v_1$ として供給される。

【0035】入口分離器14からの冷却された空気は膨張タービン16に入り、膨張して凝縮器17に入り、凝縮して液化した液体空気 $l_a$ は液空タンク18へ貯蔵され、液化しない低温空気 $v_a$ は深冷熱交換器13を介して複合サイクル発電1の吸気用の低温空気 $v_2$ 及び空気冷却冷媒空気 $v_1$ の一部として供給される。

【0036】このように本発明の深冷設備10においては、低温空気は液体空気 $l_a$ と液化しない低温空気 $v_a$ に分離するが、液体空気 $l_a$ は液空タンク18へ貯蔵され、液化しない低温空気 $v_a$ は再び膨張タービン11に戻さず、複合サイクル発電1の空気冷却冷媒空気 $v_1$ 及び吸気用の低温空気 $v_2$ として利用する、いわゆるOn e through 方式として構成し、設備を簡略化し、その代わり、LNG蒸発器12でLNGの冷熱を利用するようにしている。

【0037】液体空気CAES発電20では、深冷設備10からの液体空気 $l_a$ を圧送する昇圧ポンプ21、液体空気 $l_a$ を複合サイクル発電1からの空気(例えば30°C程度)冷却冷媒空気 $v_1$ で加熱し蒸発させる液空蒸発器22、液空蒸発器22からの空気を高温水リザーバHRからの高温水で加熱する空気加熱器23、空気加熱器23からの加熱空気を導き膨張させる高圧膨張タービン25、高圧膨張タービン25からの膨張空気を高温水リザーバHRからの高温水で加熱する空気加熱器24、空気加熱器24で加熱された空気を再度加熱する再生器26、燃料 $f_2$ を燃焼させる燃焼器27、再生器26で加熱された空気を膨張させる中圧膨張タービン28、中圧膨張タービン28で膨張した空気と燃料 $f_2$ とを燃焼器27で燃焼させ、その燃焼ガスを膨張させて仕事をするガスタービン29とから構成されている。

【0038】上記の液体空気CAES発電において、深冷設備10からの液体空気 $l_a$ は昇圧ポンプ21で昇圧され、液空蒸発器22に流入し、ここで複合サイクル発電1からの空気冷却冷媒空気 $v_1$ で加熱され蒸発する。(例えば8°C程度の空気となる。)液体空気 $l_a$ を加熱し自らは減温した液空冷熱回収空気 $v_3$ は複合サイクル発電1の吸気用として利用される。

【0039】液空蒸発器22で蒸発した空気は空気加熱器23に入り、ここで高温水リザーバHRからの加熱水



$hw_3$  で加熱されて昇温し (例えば  $150^{\circ}\text{C}$  程度)、高圧膨張タービン25に供給される。一方、空気加熱器23で空気を加熱し、低温となったもどり水  $cw_3$  は熱水循環ポンプ  $P_3$  で冷却水  $cw_1$  の1部となって低温水リザーバCRに回収される。

【0040】膨張タービン25に入った空気は、ここで膨張し仕事をして発電を行い、その排出空気は空気加熱器24へ入る。空気加熱器24ではこの空気は高温水リザーバHRからの加熱水  $hw_4$  で加熱されて再生器26に入り、後述するガスタービン29の排気により (例えば  $400^{\circ}\text{C}$  程度に) 加熱され中圧膨張タービン28に入る。一方、空気加熱器24で高圧膨張タービン25からの空気を加熱した加熱水はもどり水  $cw_4$  となって冷却水リザーバCRへ回収される。

【0041】中圧膨張タービン28に入った空気は膨張して仕事を回収して (発電し)、その膨張した空気は燃焼器27に流入し、燃料  $f_2$  と共に燃焼して燃焼ガスとなり、ガスタービン29に供給され、仕事を回収して (発電を行い)、その排ガス (例えば約  $600^{\circ}\text{C}$ ) は再生器26に入り、ここで中圧膨張タービン28へ供給される空気に排熱を回収した後、煙突30より大気へ放出される。

【0042】このように液体空気CAES発電20では、液体空気1aを液空蒸発器22で蒸発させ、複合サイクル発電1から導かれた温空気  $v_1$  を冷空気  $v_3$  として複合サイクル発電1に戻し、冷熱源として有効活用し、又、高温水リザーバHRからの加熱水を用いて空気加熱器23、24において空気を加熱して高圧膨張タービン25、中圧膨張タービン28で動力を回収し、更に中圧膨張タービン28の排気でガスタービン29も駆動すると共にその排熱も再生器26で回収して動力に転換しているので全体の出力が増加する。

【0043】図2は本発明の実施の第2形態に係る深冷タービン発電システムの全体の系統図である。図2において図1と異なる部分は次の部分である。即ち、複合サイクル発電1において、ガスタービン4のロータや翼を冷却するために冷却空気をガスタービン4に供給する直前の冷却空気クーラAC''で冷却するが、この冷却媒体を蒸気熱源吸収冷凍機41で作る冷水タンク40から送り出す冷水により行う部分にある。又、発生した余分の蒸気を冷却する蒸気冷却器8を設けて余分の蒸気を冷却して高温水リザーバHRに戻すようにしている。(もし蒸気のまま活用するときは8を用いない)。

【0044】又、液体空気CAES発電20において、図1の系統では冷却空気クーラAC''から冷却空気冷媒空気  $v_1$  を液空蒸発器22に導き、液体空気を蒸発させていたが、図2においては吸気室31を設け、大気を吸入して大気の温度で液体空気を蒸発させるようにしている。更に、液体空気CAES発電20において、ガスタービン29の排気により中圧膨張タービン28で膨張後

の空気を加熱する再生器26-1を設け、再生器を26-1、26-2の2段の構成とし、その他の構成は図1と同じである。

【0045】上記の実施の第2形態の系統において、冷却水タンクCRからの冷却水は冷却空気クーラAC'を通る冷却空気  $ca_1$  からの熱を吸収し、更にエアクーラAC<sub>1</sub>で抽気空気で加熱されて蒸気  $S_1$  (例えば  $175^{\circ}\text{C}$  程度) となり、その一部の蒸気  $S_2$  は蒸気熱源吸収冷凍機41に供給され、蒸気を熱源として吸収冷凍機を駆動し、冷水タンク40の水を冷却する。

【0046】冷水タンク40は例えば中間に仕切壁を有し、冷水タンク<1>と温水タンク<2>とに区分されており、約  $7^{\circ}\text{C}$  の冷水  $wc_1$  は冷却空気クーラAC''に供給され、 $40^{\circ}\text{C}$  程度の冷却空気を冷却する。冷却に供した温水  $wc_2$  は冷水タンク40の温水タンク<2>内に戻る。又、残りの蒸気は蒸気冷却器8に入り、冷却されて温水となり、高温水リザーバHRに戻される。又、蒸気熱源吸収冷凍機41を駆動した蒸気は、温度が低下した水となり、低温水リザーバCRに戻される。

【0047】液体空気CAES発電20において、深冷設備10からの液体空気1aは液空蒸発器22において吸気室31から吸気された大気aaにより加熱されて蒸発し、気化空気aとなって空気加熱器23で高温水リザーバHRからの加熱水  $hw_3$  で加熱され高圧膨張タービン25に導かれ膨張して仕事をし、発電を行い、その膨張後の空気は空気加熱器24に入り、ここで加熱水  $hw_4$  で加熱されて再生器26-2に入る。

【0048】再生器26-2に流入した空気はガスタービン29から煙突30に排出される排ガスの熱を回収して中圧膨張タービン28に流入して仕事をし、発電を行い、その膨張後の空気は再生器26-1に入り、ガスタービン29の排気で排熱を回収した後、燃焼器27に供給され、燃料  $f_2$  と共に燃焼に供される。このように本実施の形態の液体空気CAES発電20では、ガスタービン29の排気熱を2段の再生器26-1、26-2で熱回収するので燃料の節約が図れる。

【0049】上記の実施の第2形態においては、図1に示す実施の第1形態の系統に改良を加え、ガスタービンのロータや翼の冷却空気の冷却媒体として発電サイクル内で発生する蒸気を用いて蒸気熱源吸収冷凍機41を駆動し、冷却空気を冷却してガスタービンに供給するようにして冷却効果を増加するようにし、更に液体空気CAES発電20においては、液体空気1aを大気aaにより加熱して蒸発させると共に、ガスタービン29の排熱を2段の再生器26-1、26-2で熱回収して発電効率を高めるようにしたものである。

【0050】図3は本発明の実施の第3形態に係る深冷タービン発電システムの系統図であり、複合サイクル発電1と深冷設備20とを組合せ、ガスタービンの吸気冷

却とロータや翼の冷却空気の冷却に深冷設備20の冷排気と液体空気をを用いた構成を示し、深冷設備を複合サイクル発電1の吸気冷却と冷却空気の冷却専用用い、実用化する場合の簡単なシステムを構成した例である。

【0051】図3において、複合サイクル発電1と深冷設備20の基本構成は図1、図2に示す構成と同じであるので詳しい説明は省略し、発明の特徴部分についてのみ説明する。本実施の第3形態では、まずガスタービンの吸気冷却において、深冷設備20の凝縮器17から液化しない低温空気 $v_a$ が深冷熱交換器13においてLNG蒸発器12からの冷気を更に冷却した後その一部の低温空気 $v_2$ が複合サイクル発電1の混合器MXに入る。

【0052】混合器MXにおいては吸気室AFから吸入した大気 $a_a$ と低温空気 $v_2$ とを混合し、更に深冷設備20の液空タンク18からの液体空気の一部 $l_a$ を噴出して混合し、低温（例えば大気より10～20℃低い）の空気とし、従来よりも低い空気温度として圧縮機2に吸気させる。これにより吸気量が増加し、ガスタービン4の出力増加が図れる。

【0053】一方、深冷熱交換器13で昇温した残りの空気 $v_1$ は噴射冷却器MAXに流入し、ここで液空タンク18からの液体空気 $l_a$ と一緒にMAX内に噴射され、所要の低温の冷却空気となってガスタービン4のロータや翼の冷却通路に導入され、ガスタービン4を冷却する。この冷却空気は従来の200℃以上の冷却空気よりもかなり低温となっており、冷却空気量が大幅に削減され、タービン出力向上に貢献するものである。

【0054】次に、本発明の深冷タービン発電システムにおいて、種々のガスタービン冷却空気システムを適用した他の実施の形態について図4～図9に基づいて説明する。まず図4は先に説明した図1に示す実施の第1形態のガスタービン冷却空気の系統図であり、詳しい説明は省略するが、基本的には深冷設備10からの熱交換器の冷排気である空気 $v_1$ を冷却空気クーラAC''に導き、冷却空気としてガスタービン4へ供給し、その温熱を回収した空気 $v_2$ は液体空気の蒸発に有効利用される。

【0055】図5は先に説明した図2に示す実施の第2形態のガスタービン冷却空気の系統図であり、詳しい説明は省略するが、基本的には複合サイクル発電1内で発生する蒸気を用いて蒸気熱源吸収冷凍機41を駆動し、冷水を媒体として冷却空気クーラAC''で冷却空気としてガスタービン4へ供給している。

【0056】図6は先に説明した図3に示す実施の第3形態のガスタービン冷却空気の系統図であり、詳しい説明は省略するが、基本的には深冷設備10からの熱交換器の冷排気である空気 $v_1$ と液体空気 $l_a$ を噴射冷却器MAXに噴射し、冷却空気をガスタービン4へ供給するものである。

【0057】図7は本発明の実施の第4形態に係る深冷タービン発電システムのガスタービン冷却空気の系統図

である。図において、符号2乃至7は複合サイクル発電1の基本構成であり、既に説明済のものである。本実施の形態においては、圧縮機2から抽気され冷却空気クーラAC'に冷却された冷却空気 $c_a$ はLNG蒸発器ACFに導かれる。LNG蒸発器ACFにはLNG燃料 $l_f$ が供給され、冷却空気を更に冷却し、ガスタービン4へ供給すると共に、LNG燃料はLNG気化燃料 $f$ となって燃焼器3の燃料 $f_1$ として燃焼器3へ供給され、燃焼に供される。

【0058】従って本実施の第4形態においては、LNG燃料 $l_f$ をLNG蒸発器ACFで気化させて冷却空気を冷却すると共に、LNG気化燃料 $f$ を燃焼器4の燃料として使用するのでシステムの冷排気を使用することなくガスタービンの燃料から冷却空気を冷却できる。

【0059】図8は本発明の実施の第5形態に係る深冷タービン発電システムのガスタービン冷却空気の系統図である。図において、符号2乃至7は複合サイクル発電1の基本構成であり、既に説明済のものである。本実施の形態においては、冷水タンク41と吸収冷凍機42とを用いて冷却空気の冷却を行う。冷水タンク41は図2で説明したものと同じく中間に仕切壁を設け、冷水タンク<1>と温水タンク<2>とに区分されており、吸収冷凍機42で冷水 $w_{c1}$ を冷水タンク<1>に送り、戻りの冷水 $w_{c2}$ を冷却する構成である。タンク<1><2>は必ずしも必須条件ではないので制御が可能であればCTKは省略しても良い。

【0060】上記の実施の第5形態においては、吸収冷凍機42は高温水リザーバHRから温水 $h_{w1}$ が供給され、吸収冷凍機41はこの熱源で駆動され、仕事をした後の低温水 $c_{w1}$ は低温水リザーバCRに戻っている。吸収冷凍機42では冷水 $w_{c1}$ を冷水タンク<1>に送り、冷水タンク41の<1>からの冷却水 $w_{c1}$ は冷却空気クーラAC''で冷却空気を冷却し、昇温した $w_{c2}$ となって温水タンク41の<2>へ戻り、ここから $w_{c2}$ として吸収冷凍機へ戻り再び冷却される。

【0061】冷却空気は冷却空気クーラAC''で冷却され、ガスタービン4へ供給される。本実施の第5形態では図2に示す実施の第2形態及び図5での蒸気熱源吸収冷凍機41の代わりに高温水リザーバHRからの高温水を熱源とする吸収冷凍機42を用いたものであり、実施の第2形態と同様に冷却空気を効果的に冷却できるものである。複合サイクル発電の復水器からの復水をCRへ送りHRから高温水をHRSGの給水系へ払出す系統も可能。 $c_{w1}$  & CR、 $h_{w1}$  & HRは固定的に考える必要はない。（CR、HRは省略して系統どうしを直結しても良い）。

【0062】図9は本発明の実施の第6形態に係る深冷タービン発電システムのガスタービン冷却空気の系統図である。図において符号2乃至7は複合発電サイクル発電1の基本構成であり、既に説明済のものである。本実

施の第6形態においては、冷水タンク41とターボ冷凍機43とを用いて冷却空気の冷却を行う。冷水タンク41は図2、図8に示すものと同じく中間に仕切壁を設け、冷水タンク〈1〉と温水タンク〈2〉とに区分されており、深冷設備10からの冷排気 $v_1$ 及びターボ冷凍機43の冷水 $wc_1$ を冷水タンク〈1〉に送り、戻りの冷水 $wc_2$ を冷却する構成である。

【0063】上記の実施の第6形態においては、深冷設備10からの冷排気 $v_1$ を冷水タンク41の〈1〉に導入し、槽〈1〉内で水中にバブリングして製氷し、氷蓄熱を行うもので、ターボ冷凍機43はシステムと無関係に作動することができ、起動時やバックアップ設備として用いられ、又他のシステムとの併用もできる構成である。

【0064】この系統において、冷水タンク41の槽〈1〉からは冷水 $wc_1$ が冷却空気クーラAC''に導かれ、冷却空気を冷却し、冷却空気はガスタービン4に供給され、冷却空気クーラAC''からの戻りの冷水 $wc_2$ は冷水タンク41の温水タンク〈2〉に戻される。温水タンク〈2〉からの水 $wc_2$ はターボ冷凍機43に導かれ、ここで冷却されて冷水タンク〈1〉に戻される。このような実施の第6形態におけるシステムでは、ガスタービンの冷却空気を深冷設備10の冷排気 $v_1$ で冷却できると共に、ターボ冷凍機43も併用して起動時にはこれを駆動し、又システムは冷排気 $v_1$ で独自に作動させて、ターボ冷凍機43はバックアップ用として使用することができる。

【0065】次に本発明の実施の形態について、種々のガスタービン吸気冷却システムを適用した実施の形態について説明する。まず、図10は先に説明した図1に示す実施の第1形態での吸気冷却の例であるので詳しい説明は省略するが、基本的には混合冷却器MXで吸気室AFから吸気した大気 $a_a$ と深冷設備10からの冷排気 $v$ とを混合し、ガスタービン2の吸気とするものであり、ガスタービンの吸気は相対温度で冷却できるので夏季に限らず冬季・春秋も大気よりも $10^{\circ}\text{C}$ ～数十 $^{\circ}\text{C}$ 減温できガスタービン2への空気量を増すことができるものである。

【0066】図11は先に説明した図3に示す実施の第3形態での吸気冷却の例であるので詳しい説明は省略するが、基本的には図10と同じく混合冷却器MXで大気 $a_a$ と深冷設備10の冷排気 $v$ とを混合する点と同じであり、更に深冷設備20からの液体空気 $l_a$ を混合後の吸気に噴射して所定の温度に調整するようにしたものである。この実施の第3形態の吸気冷却は、深冷設備10の冷排気 $v$ が不十分のときや、冷排気 $v$ の量が投入できない運用初期のバックアップとして有効なものである。

【0067】図12は本発明の実施の第7形態に係る深冷タービン発電システムの高圧タービン吸気冷却の系統図である。図において吸気室AFから吸気される大気 $a$

$a$ は予冷熱交換器PMXに入り、大気 $a_a$ は冷水タンク41の冷水タンク〈1〉に貯蔵されている冷水で冷却される。大気 $a_a$ を冷却した水は冷水タンク41の温水タンク〈2〉に戻され、予冷熱交換器PMXで冷却された大気 $a_a$ は混合器MXにおいて深冷設備の冷排気 $v$ と混合され、従来よりも低温の吸気となり圧縮機2へ吸気される。41への冷水の供給方法は任意のものが使えるので必ずしも前記の方式に固定する必要はない。又前記のAC''～41系のタンクと共通あるいは独立させてもこの仕様は制約を受けない。

【0068】本実施の第7形態によれば、大気 $a_a$ が予冷熱交換器PMXであらかじめ冷水タンク41の冷水で冷却し、 $v$ の冷熱を節約するので図11に示す実施の第1形態のシステムよりも吸気冷却がより確実になされるものである。

【0069】図13は上記に説明の実施の第1～第7形態に係る深冷タービン発電システムに適用される深冷設備10の系統図であり、先に説明したものであるので詳しい説明は省略し、その特徴のみを説明する。まず、本深冷タービン発電システムは、ガスタービンの抽気を圧縮機11で圧縮し、この空気をLNG蒸発器ACFでLNG燃料 $f$ の気化により冷却し、膨張タービン16で膨張後、凝縮器17で一部を凝縮させて液化し、その液体空気を液空タンク18に貯蔵し、液化しない低温空気 $v_a$ を再び戻すことなく冷排気として複合サイクル発電1で有効利用する、いわゆるOne through方式を採用しているのでシステムがコンパクトに構成できる。 $a_a$ が所与の圧力、温度でガスタービンから抽気できるときは圧縮機11は省略できる。

【0070】又、低温空気 $v_a$ は液化せずに液体空気 $l_a$ とならない残りの空気であるが、この低温空気 $v_a$ は複合サイクル発電1においてガスタービン吸気や冷却空気の冷却に有効利用される。更に本システムはガスタービンの圧縮空気を抽気して予圧空気として使用するので液化動力が大幅に削減されるものである。

【0071】図14は本発明の深冷タービン発電システムの液体空気CAES発電システム20で、実施の第1～第7形態に係る深冷タービン発電システムに適用されるものであり、既に説明済みのものである。その特徴のみ述べると、高圧膨張タービン25入口での熱回収を高温水リザーバHRの温水でまかなっており、中圧膨張タービン28でもその回収熱を発電電力に転換し、更に最終段をガスタービン29とし、その排ガスからの排熱も回収して前段の中圧膨張タービン28で有効利用している。

【0072】図15は本発明の深冷タービン発電システムの液体空気CAES発電システム20で、同じく本発明の実施の第1形態～第7形態に係る深冷タービン発電システムに適用されるものであり、既に説明済みのものである。その特徴のみ述べると上記の図14に示すシス

ムに加えて、ガスタービン28の排熱を2段の再熱器29-1、29-2で回収するようにし、中圧膨張タービン26からの膨張後の空気をガスタービン28の排気で更に加熱して熱回収し、燃焼器27に投入するようにして燃料が更に節約できるものである。

【0073】図16、17は本発明の実施の第8形態に係る深冷タービン発電システムの膨張タービン冷却空気系統図であり、液体空気CAES発電20における低圧膨張タービンを冷却する系統図である。もちろん高圧と中圧の膨張タービンは図示していないが必要な冷却を行っている。

【0074】図16は低圧膨張タービン29の空気回収型翼に再生器26前の低温空気を供給し、翼冷却の結果、昇温した空気を再生器26の出口I又は中圧膨張タービン28の出口IIに再循環する。その効果としてはIでは、翼回収熱を動力に転換できる。又、IIにおいては中圧膨張タービン28の動力回収で吐出空気が減温するため翼回収熱で加熱して燃料 $f_2$ を節約する。その適用は〈B〉では、静翼の冷却空気系のみを回収し、〈A〉では動翼に供給するものとして両冷却空気系が存在する。なお、29での冷却空気は上流（高圧）側から下流（低圧）側へ方向で図示しているが、逆に下流から上流へ冷却空気を流すことも行える。

【0075】又、図17は図2に示す実施の第2形態の2段再生器26-1、26-2を有するシステムでの低圧膨張タービン26-1の翼冷却の例であり、その作用、効果は上記と同様であるので説明を省略する。

【0076】図18は本発明の実施の第9形態に係る深冷タービン発電システムの全体の系統図であり、数字で示す符号は図2に示す実施の第2形態と同じものである。図18において、図2の深冷設備10内の高圧圧縮機11を省略し、複合発電サイクル発電設備1からの抽気空気 $aa_2$ を直接LNG蒸発器12に導き、LNG冷熱で冷却した後、更に断熱膨張で深冷させるようにしたものである。

【0077】又、図2における液体空気CAES発電設備20は又、図16に示す1段再生による低圧膨張タービンの翼冷却を採用したもの、或いは図17に示す2段再生での翼冷却を採用した液体空気CAES発電システムと連結してもよく、本実施の第9形態では図16に示す低圧タービンの翼冷却を採用している。このような実施の第9形態においても、図1、図2に示す実施の第1、第2形態と同様の効果が得られる。

【0078】

【発明の効果】本発明の深冷タービン発電システムは、(1) 深冷設備、液体空気発電設備及び複合サイクル発電設備からなる深冷タービン発電システムであって；前記深冷設備は前記複合サイクル発電設備の圧縮機からの抽気の一部を取り込み圧縮後（あるいは圧縮しないときは抽気をそのまま）LNG燃料の気化により冷却し、冷

却された空気を膨張させた後、その空気を凝縮して一部を液体空気とする凝縮器及び同液体空気を貯蔵するタンクを備えてなり；前記液体空気発電設備は前記タンクから液体空気を導き蒸発させる液空蒸発器、同液空蒸発器からの低温空気を前記複合サイクル発電設備で生ずる温水で加熱する空気加熱器、同空気加熱器で加熱された空気を膨張させ発電する膨張タービン、同膨張タービンの排気を燃料と共に燃焼器で燃焼させ発電を行うガスタービン及び同ガスタービンの排熱を回収し前記膨張タービンに戻す再生器からなり；前記複合サイクル発電設備は前記深冷設備の凝縮器からの液化されない空気の一部と大気とを混合する混合器、同混合器からの空気を吸気する圧縮機及びガスタービン、同圧縮機からの圧縮空気を抽気し同ガスタービンの冷却空気及び前記深冷設備の抽気として供給する抽気系統、同抽気系統の空気を低温水で冷却するエアクーラ、同エアクーラで冷却後の前記抽気系統の空気を更に冷却する冷却空気クーラを備えたことを基本的な構成としている。このような構成により、深冷設備ではLNG冷熱を利用するので圧縮動力が少なくて良く、又、液化されない空気は複合サイクル発電設備のGT吸気冷却やエアクーラで利用され、又、液体空気発電設備では複合サイクル発電設備で回収される高温水を空気加熱器で回収して動力に転換し、有効利用すると共に、複合サイクル発電設備からの温排気又は大気により液体空気を蒸発させるので効率の良い発電設備となる。更に、複合サイクル発電設備においては、吸気が大気温度よりも低温度に冷却されるのでガスタービンの出力・効率が増すと共に、これに加え、ロータや翼の冷却空気が従来よりも低く冷却されているので冷却効率を保持あるいは更に増加することにより、冷却空気量が大幅に削減されその結果更に出力・効率が向上する。ガスタービンの吸気冷却は夏季～冬季を問わず大気温度より数十℃冷却する能力を有するため年間の稼働率を高くとれる。

【0079】本発明の(2)、(3)、(4)においては、複合サイクル発電設備の冷却空気クーラの冷媒が吸収冷凍機による冷水によりなされ、又、吸収冷凍機の駆動源は発電設備内で生ずる高温水や蒸気が利用されるので、冷却空気クーラの応用幅が広くなり、吸収冷凍機を他の設備と併用するような場合には有効な設備となるものである。

【0080】又、複合サイクル発電設備の冷却空気クーラは(5)においては噴射混合器を用いて深冷設備からの低温空気を噴射し、(6)においてはLNG蒸発器を用い、LNG燃料の気化熱で冷却空気を冷却しているので、(5)では設備の操作運用性が広がり、又(6)では気化LNG燃料は燃焼器の燃料として利用するので液体空気系を停止あるいは遮断したときに独立して運用でき操作性の良いシステムが構成できる。

【0081】本発明の複合サイクル発電設備の混合器に

は(7)の発明では深冷設備から液体空気を導き、これを噴霧して吸気の温度を調整できるので、吸気冷却が確実になされ、又(8)では混合器の前流に予冷熱交換器を設け、大気を予め冷水で予冷するので液体空気の消費を節約できる。更に本発明の(9)においては、液体空気発電設備の再生器を2段の構成としたので、ガスタービンの排熱回収が効果的になされ、動力に回収され、その分液体空気CAES発電のガスタービンの燃料が節約される。又、(10)においてはガスタービンの冷却空気(熱回収)を膨張タービンの動力として回収でき、効率・出力が向上、(11)においては氷蓄熱で冷熱を貯留するので運用がしやすい。更に、(12)においては、(1)、(2)の発明と同様の効果返られると共に、深冷設備の簡略化がなされるものである。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施の第1形態に係る深冷タービン発電システムの全体系統図である。

【図2】本発明の実施の第2形態に係る深冷タービン発電システムの全体系統図である。

【図3】本発明の実施の第3形態に係る深冷タービン発電システムの複合システムと深冷設備とを組合せた系統図である。

【図4】本発明の実施の第1形態に適用したガスタービン冷却空気系統図である。

【図5】本発明の実施の第2形態に適用したガスタービン冷却空気系統図である。

【図6】本発明の実施の第3形態に適用したガスタービン冷却空気系統図である。

【図7】本発明の実施の第4形態に係る深冷タービン発電システムにおけるガスタービン冷却空気系統図である。

【図8】本発明の実施の第5形態に係る深冷タービン発電システムにおけるガスタービン冷却空気系統図である。

【図9】本発明の実施の第6形態に係る深冷タービン発電システムにおけるガスタービン冷却空気系統図である。

【図10】本発明の実施の第1形態に適用したガスタービン吸気冷却系統図である。

【図11】本発明の実施の第3形態に適用したガスタービン吸気冷却系統図である。

【図12】本発明の実施の第7形態に係る深冷タービン発電システムにおけるガスタービン吸気冷却系統図である。

【図13】本発明の実施の第1～第7系統に係る深冷タービンシステムに適用される深冷設備の系統図である。

【図14】本発明の実施の第1形態に適用された液体空

気CAES発電の系統図である。

【図15】本発明の実施の第2形態に適用された液体空気CAES発電の系統図である。

【図16】本発明の実施の第8形態に係る深冷タービンシステムにおける深冷設備の膨張タービンの冷却空気系統図である。

【図17】本発明の実施の第8形態に係る他の例を示す冷却空気系統図である。

【図18】本発明の実施の第9形態に係る液体空気発電システムの系統図である。

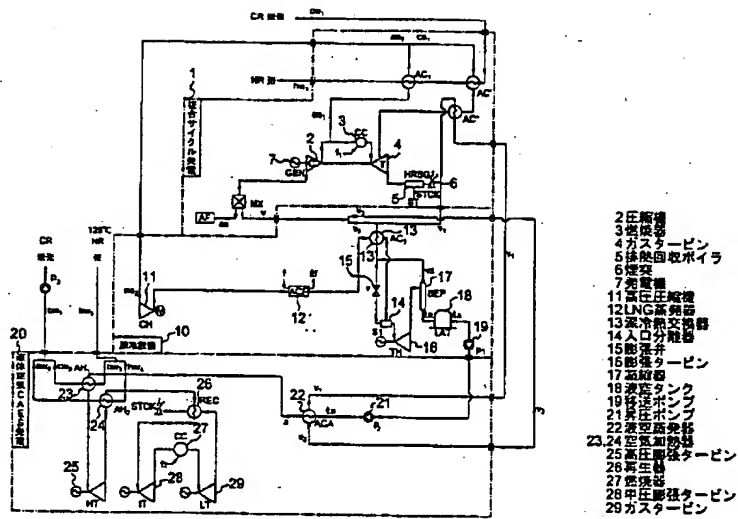
【図19】従来のガスタービン吸気冷却装置の系統図である。

【図20】本発明の先行技術に係る深冷タービン発電システムの系統図である。

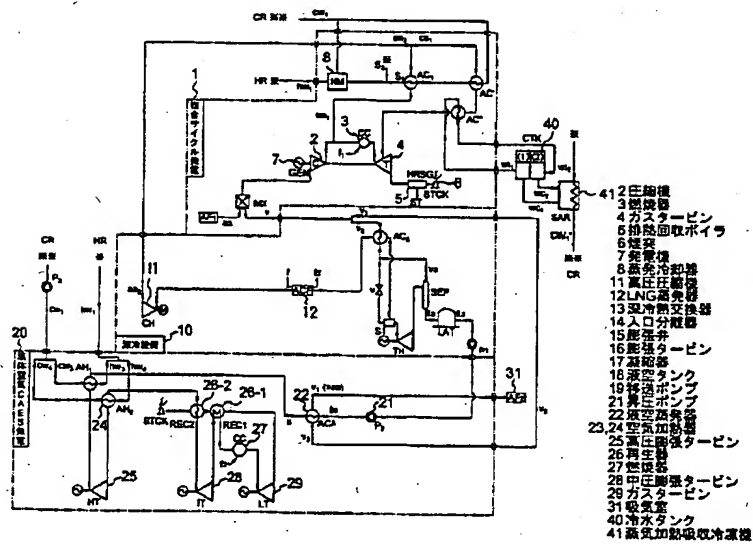
#### 【符号の説明】

1	複合サイクル発電
2	圧縮機
3, 27	燃焼器
4, 29	ガスタービン
5	排熱回収ボイラ
6, 30	煙突
7	発電機
8	蒸発冷却器
10	深冷設備
11	高圧圧縮機
12	LNG蒸発器
13	深冷熱交換器
14	入口分離器
15	膨張弁
16	膨張タービン
17	凝縮器
18	液空タンク
19	移送ポンプ
20	液体空気CAES発電
21	昇圧ポンプ
22	液空蒸発器
23, 24	空気加熱器
25	高圧膨張タービン
26, 26-1, 26-2	再生器
28	中圧膨張タービン
31	吸気室
40	冷水タンク
41	蒸気熱源吸収冷凍機
42	吸収冷凍機
43	ターボ冷凍機
44	予冷熱交換器

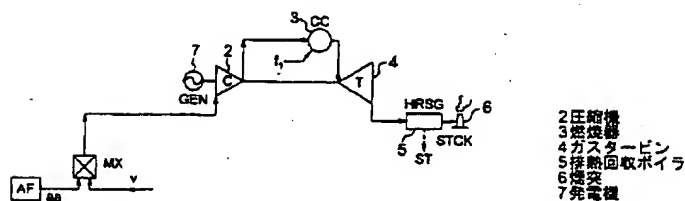
【 図 1 】



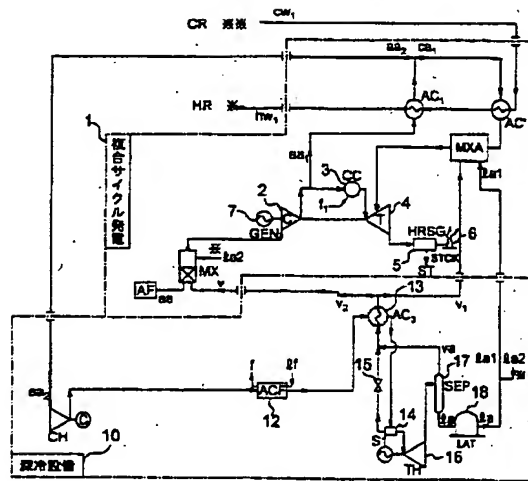
【 図 2 】



【 図 10 】

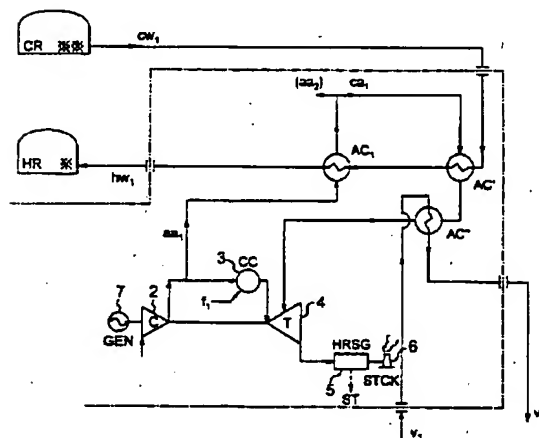


【 図 3 】



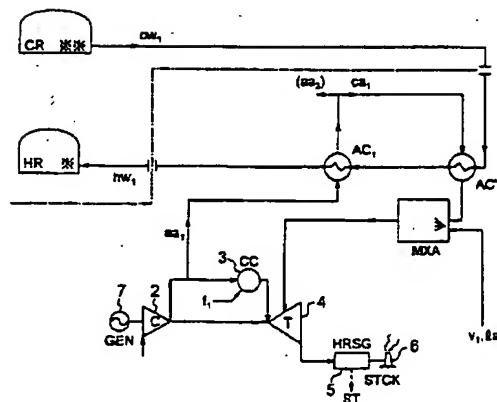
- 2 圧縮機
- 3 燃焼器
- 4 ガスタービン
- 5 排熱回収ボイラ
- 6 燃焼
- 7 発電機
- 11 高圧圧縮機
- 12 LNG蒸発器
- 13 凝縮器
- 14 入口分離器
- 15 膨張タービン
- 16 凝縮タービン
- 17 凝縮器
- 18 凝縮タンク

【 図 4 】



- 2 圧縮機
- 3 燃焼器
- 4 ガスタービン
- 5 排熱回収ボイラ
- 6 燃焼
- 7 発電機

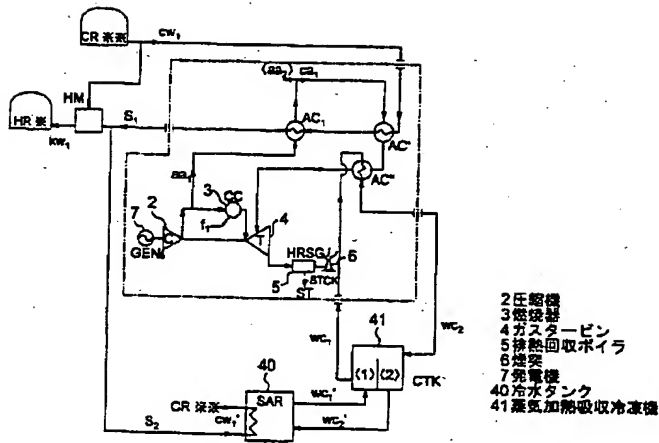
【 図 6 】



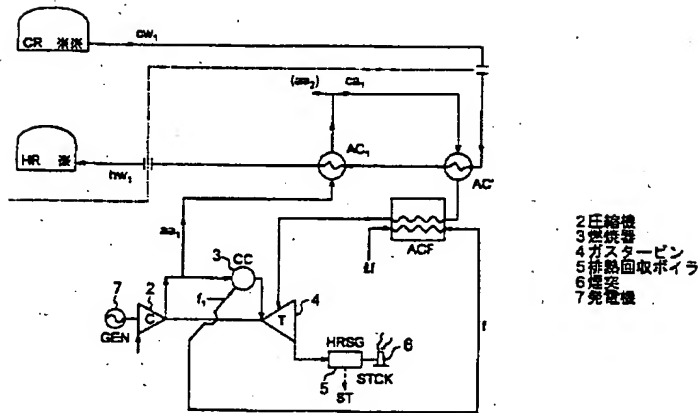
- 2 圧縮機
- 3 燃焼器
- 4 ガスタービン
- 5 排熱回収ボイラ
- 6 燃焼
- 7 発電機



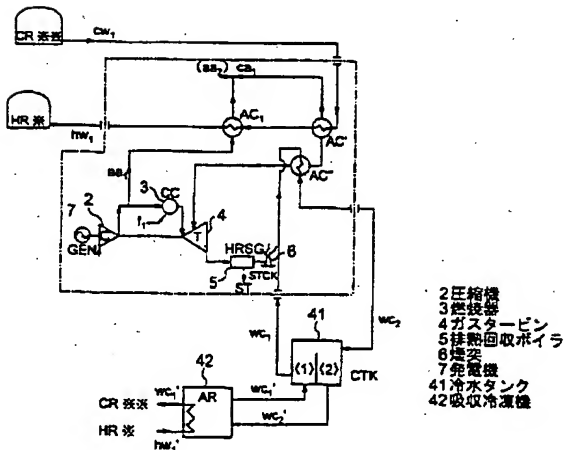
【 5 】



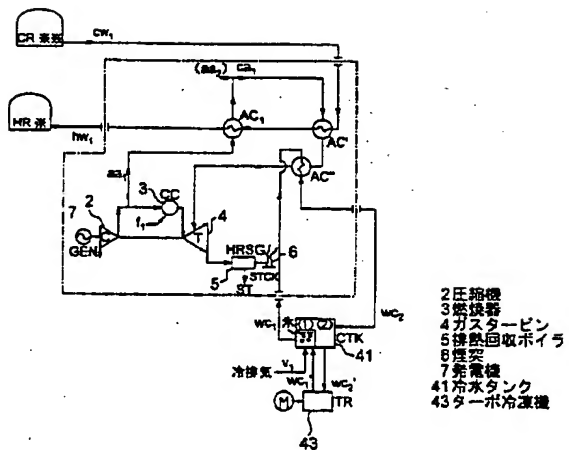
【 7 】



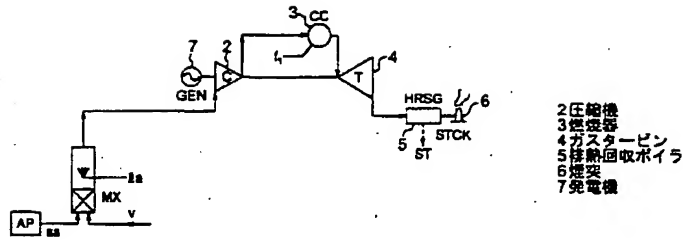
【 8 】



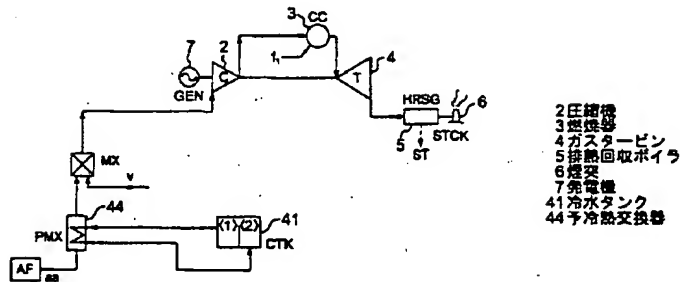
【 9 】



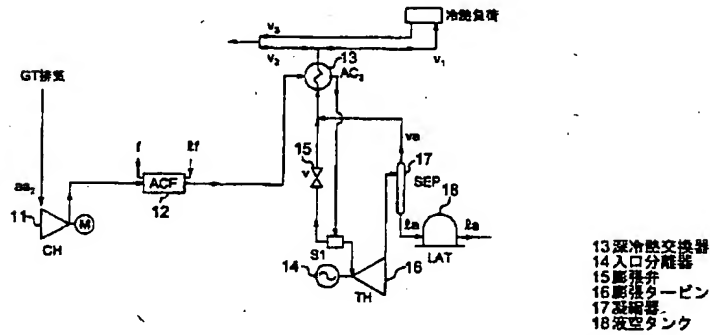
【図11】



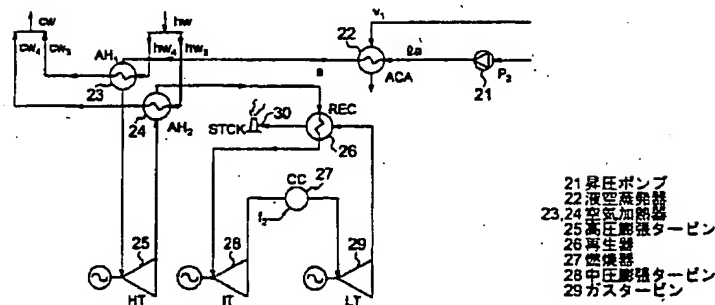
【図12】



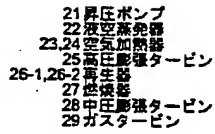
【図13】



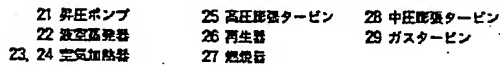
【図14】



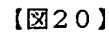
【図15】



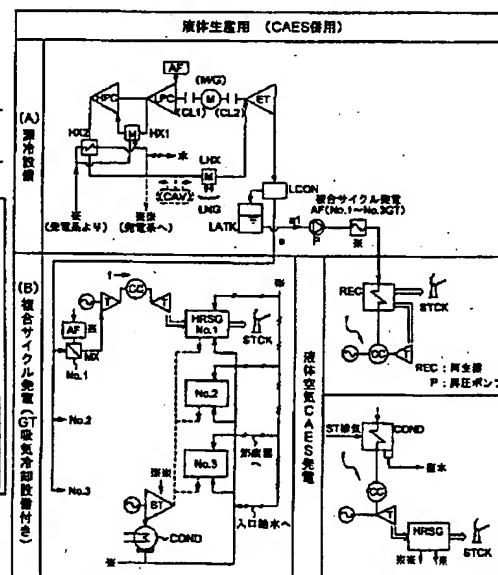
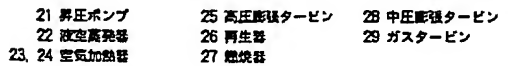
【例 16】



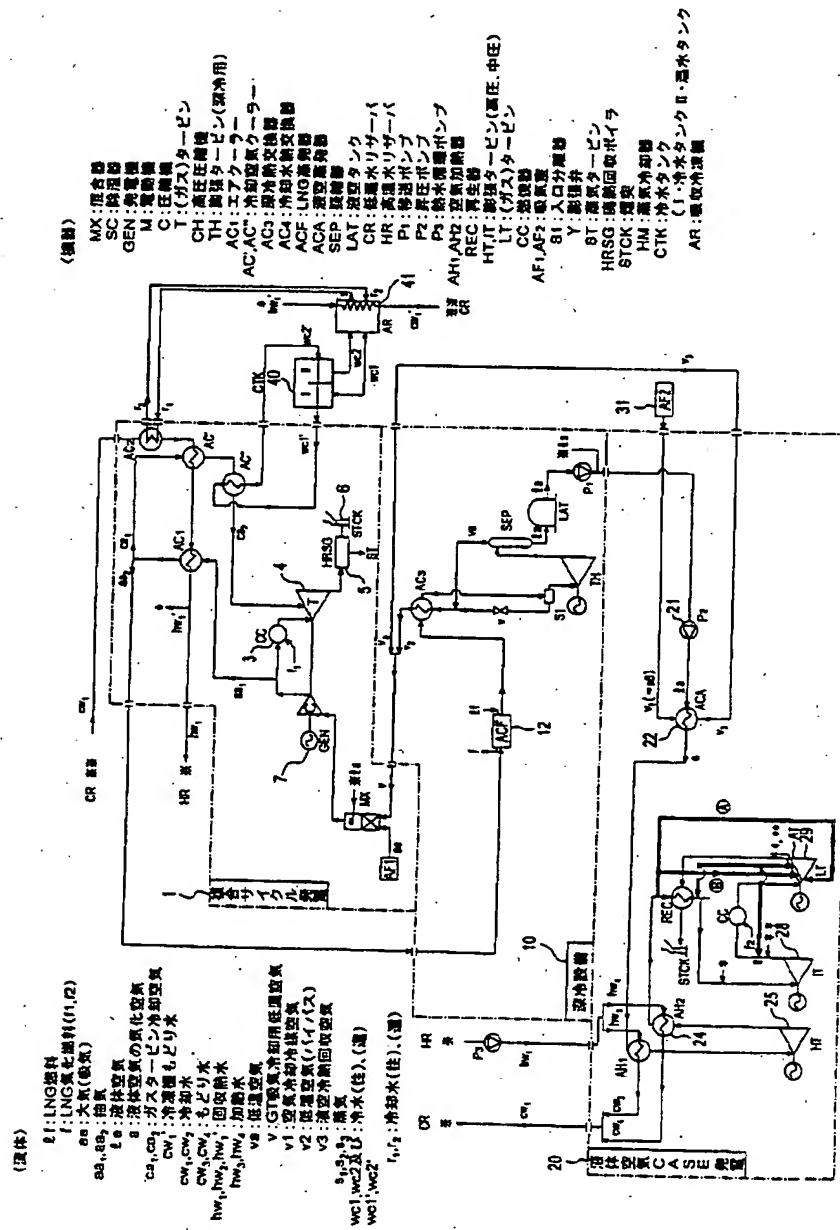
【図19】



【図17】



【 図 18 】



フロントページの続き

(51)Int. Cl. 7

F 02 C 1/04  
3/22  
6/16  
6/18

識別記号

F I

F 02 C 1/04  
3/22  
6/16  
6/18

7-73-D' (参考)

A

